

SEAによる機械製品の固体音低減プロセス*

山崎 徹*¹, 黒田勝彦*¹, 森 厚夫*²A Structural Design Process for Reducing Structure-Borne
Sound on Machinery Using SEAToru YAMAZAKI*³, Katsuhiko KURODA and Atsuo MORI^{*3} Department of Mechanical Engineering, Kanagawa University,
3-27-1 Rokkakubashi, Kanagawa-ku, Yokohama-shi, Kanagawa, 221-8686 Japan

This research aims at the complement of a process for solving structure-borne sound problems on machinery. This process is based on the characteristics of Statistical Energy Analysis, for example, SEA models enable us to know the vibration and sound propagating paths and to identify the power inputs into subsystems. Four steps are made in the process proposed as followings, 1) construction of SEA model, 2) identification of power input and power transfer paths during operation, 3) extraction of SEA loss factors for countermeasure and 4) structural design for realization of loss factor desired to be changed. Two elemental techniques are developed and required for the accomplishment the process, one is for the identification of power input during the operation and the other the evaluation of the sensitivity of subsystem energy due to loss factors based on the perturbation method. The process is verified to be applied to a laser beam printer for reducing the structure-borne sound. As a result, it is shown that the application brings about 4 dB sound pressure level reduction at a target frequency band in one-third octave band.

Key Words: Statistical Energy Analysis, Method of Vibration Analysis, Vibration of Continuous System, Modeling, Vibration Control, Noise Control, Identification, Diagnostics

1. はじめに

機械製品の固体音を低減するためには、対象機械の数学(数値)モデルの作成、実稼働シミュレーション、構造変更シミュレーションおよび構造最適化、という手順をとることが一般的であろう。固体音の解析には、可聴周波数域全体にわたる高次モードまでを対象とする必要がある。そのため、個々の共振ピークに注目する実験モード解析(EMA)、有限要素法(FEM)や境界要素法(BEM)などの手法で固体音解析を行うことは困難な場合が多い。また、これらの手法は部品レベルの解析には強力なツールとなるが、先の手順を実行するとなると、機械全体を対象とした場合、モデル作成の労力、時間、解析時間、実稼働時の入力力の扱いなど、クリアすべき課題が多い。

一方、高周波数域の振動音響解析に有効な手法として、統計的エネルギー解析法(SEA)^{(1)~(3)}がある。SEAはモデル規模が小さく、エネルギー伝搬に注目

した手法であり固体音解析に有効である。また、対象機械のSEAモデルを作成すれば、実稼働時の振動騒音源の同定、振動の伝搬経路の解明など簡単に行うこともできる。そしてさらには、先の固体音低減手順の完遂も容易に実現できるものと思われる。しかしこれまでに、SEAを利用した一連の固体音低減に関する報告、実製品の低騒音化を実現したという報告は見受けられないようである。

そこで本研究では、SEAをベースとした固体音低減プロセスの提案を行い、実機械製品の低騒音化実現例を基にその有効性を示す。なお本報では、プロセスの提案を主眼とし、新たに用いる要素技術(実稼働時の入力同定、摂動法による要素エネルギー感度)に関する詳細は別報にて行うこととする。

2. SEAによる固体音低減プロセス

2-1 SEAモデル SEAは、対象とする振動音響系(system)を要素(subsystem)の集合体とし、要素間のエネルギー平衡に注目する手法である。SEA基礎式は次式で表される⁽¹⁾。

$$P = LE \dots\dots\dots (1)$$

* 原稿受付 2006年5月22日。

^{*1} 正員, 神奈川大学工学部(☎221-8686 横浜市神奈川区六角橋3-27-1)。^{*2} 正員, 日本イーエスアイ(株)(☎151-0065 東京都渋谷区大山町45-18)。

E-mail: toru@kanagawa-u.ac.jp

$$L = \omega \begin{bmatrix} \eta_{11} + \eta_{12} + \eta_{13} + \dots & -\eta_{21} & \dots \\ -\eta_{12} & \eta_{22} + \eta_{21} + \eta_{23} + \dots & \dots \\ \vdots & \vdots & \ddots \\ \dots & \dots & \dots \end{bmatrix} \quad (2)$$

ここで、 P は外部入力パワーベクトル、 E は要素エネルギーベクトル、 L は損失率マトリックス、 ω は中心角周波数である。損失率マトリックス L は内部損失率 η_i (ILF: Internal loss factor) と結合損失率 η_{ij} (CLF: Coupling loss factor) を成分とする。損失率の評価法 (SEA モデルの構築法) には、波動理論などに基づく解析解を用いる解析 SEA^{(1)~(3)}、実験データを用いる実験 SEA⁽⁴⁾、FEM を用いるもの^{(5)~(7)} などがある。

2.2 固体音低減プロセス SEA は、FEM、BEM に比べ、解析規模、実稼働時の振動騒音源同定、振動騒音の伝搬経路解明などに利点を有する。本研究では、これらの利点を生かした機械製品の固体音低減プロセスを提案する。

本プロセスは、(1) SEA モデルの構築、(2) 実稼働時の入力同定および振動騒音伝搬経路の解明、(3) 変更すべき損失率の抽出、(4) 構造変更案の検討、から成る。以下にその詳細を示す。

2.2.1 SEA モデルの構築 振動騒音が問題となる対象機械の構造および音場を適切な SEA 要素として仮想的に分割し⁽⁸⁾、損失率を評価することで式(1)の SEA モデルの構築(すなわち L の評価)を行う。

2.2.2 実稼働時の入力同定および伝搬経路の解明 機械の低騒音化を実現するためには、実稼働時の対象系外からの入力を把握するとともに現状の状態分析が重要となる。

実稼働時の入力パワー同定は、式(1)よりそれぞれの要素エネルギー E を計測することにより可能となる。また、要素 i と j 間のパワーフロー P_{ij} は要素エネルギーと CLF から次式より算出でき、振動騒音の伝搬経路の解明に有益である。

$$P_{ij} = \omega \eta_{ij} E_i - \omega \eta_{ji} E_j \quad (3)$$

2.2.3 変更すべき損失率の抽出 SEA での損失率の変更シミュレーションは、FEM に比べ解析規模が小さくパラメータ数も少ないため、短時間に行うことができる。そこで本研究では、効率良く変更すべき損失率を抽出するために、摂動法を用いてそれぞれの損失率に対する要素エネルギー感度を求める。以下、新しく感度の算出式を導出する。

いま、損失率 η_n を変動係数 a_n により次式で表す⁽⁹⁾。

$$\eta_n = \bar{\eta}_n (1 + a_n) \quad (4)$$

ここで、上付き棒は変動させないときの値を示す。

構造変更により入力パワー P は変わらないものとするれば、損失率の変動を考慮した損失率マトリックス L と要素エネルギーベクトル E は、変動係数 a_n に関するテイラー展開の1次項だけを考慮することで、

$$L = \bar{L} + \sum_{n=1}^N \frac{\partial L}{\partial a_n} a_n \quad (5)$$

$$E = \bar{E} + \sum_{n=1}^N \frac{\partial E}{\partial a_n} a_n \quad (6)$$

と表せる。ここで、 N は損失率の総数である。

式(5)、(6)を式(1)に代入し、変動係数 a_n に関する恒等式から以下が得られる。

$$P = \bar{L} \bar{E} \quad (7)$$

$$\bar{L} \frac{\partial E}{\partial a_n} = - \frac{\partial L}{\partial a_n} \bar{E} \quad (8)$$

これより、損失率を変動させないときの諸量(すなわち上付き棒で表される諸量)だけを用いて、損失率に対する要素エネルギー感度は以下ようになる。

$$\frac{\partial E}{\partial a_n} = - \bar{L}^{-1} \frac{\partial L}{\partial a_n} \bar{E} \quad (9)$$

さらに、要素エネルギーの変動量は、

$$\Delta E = \frac{\partial E}{\partial a_n} a_n \quad (10)$$

より求められる。以上より、すべての損失率に対する要素エネルギー感度を算出すれば、注目する要素エネルギーを変化させるのに効果的な損失率を抽出することが可能となる。

2.2.4 構造変更案の検討 要素エネルギーを効率良く変更できる損失率が抽出できれば、それを実現する具体策を見出さねばならない。例えば、ILF を大きくするには制振材などの貼付による減衰の付加、CLF を大きくするには波動理論に基づく CLF 算出式(11)(板と板の結合の場合)より、板厚 h_i 、結合長さ L_{ij} を大きくする、高剛性材を用いる、などの策が考えられる。また、FEM を利用した CLF 評価法^{(5)~(7)} などを用いれば、構造形状案の試行錯誤的な検討も可能である。なお式(11)からわかるように、一つの要素の寸法、材質の変更は変更対象の損失率以外の損失率にも影響を与えることとなる。

$$\eta_{ij} = \frac{2L_{ij}\tau_{ij}}{\pi S_i} \sqrt{\frac{h_i}{\omega}} \sqrt{\frac{E_i}{12\rho_i(1-\nu_i^2)}} \quad (11)$$

ここで、 L_{ij} は要素 i と j 間の結合長さ、 τ_{ij} は平均エネルギー透過率、 h_i 、 S_i 、 E_i 、 ρ_i 、 ν_i はそれぞれ要素 i の板厚、表面積、ヤング率、密度およびポアソン比を表す。

3. レーザプリンタの低騒音化

本章では、2・2節で示したSEAによる固体音低減プロセスの有効性を示すために、レーザプリンタへの適用事例を示す。

3・1 対象プリンタと騒音特性 対象としたレーザプリンタは毎分14枚のA4モノクロ印刷機であり、標準装備の外側ケースを取り外した図1の状態を対象とした。

音圧計測は、無響室内で高さ0.75mの台上に本対象を設置した状態で、バイスタンダポジション(ISO 7779, プリンタ上高さ1.5m, 前後左右から1mの傍観者の耳位置に相当する4点)のマイクロホンで行い、4点の平均音圧を音圧評価値とした。また、実稼働状態は、A4用紙1枚分の給紙から排紙までの約4秒間とし、14枚連続印刷した際の1枚目と14枚目を除く12枚分の印刷時の平均とした。

図2に音圧レベルの1/3オクターブバンド計測結果を示す(無響室の性能上200Hzバンド以下のデータは、暗騒音の影響により信頼できないが参考として示してある)。本機の主なる騒音源は、メインモータによる駆動音(基本周波数504Hz)、帯電音(帯電時に感光ドラムが発する音、1.2kHz)および現像音(現像時に感光ドラムが発する音、1.8kHz)であり、図2の500, 1250, 2kHzバンドにおいて、音圧レベルが大き

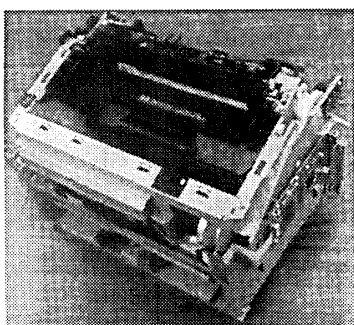


Fig. 1 Apparatus of a test laser printer

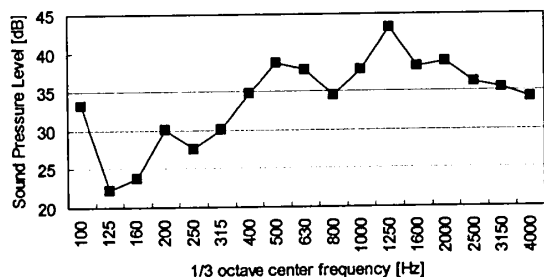


Fig. 2 Result of sound pressure level of the test printer

くなっていることが確認できる。なお、帯電音と現像音は空気音であるため、構造変更による低騒音化は不能である。固体音低減プロセスを検証する本報では、メインモータに起因する500Hzバンド(1/3オクターブバンド)の低騒音化を目標とした。

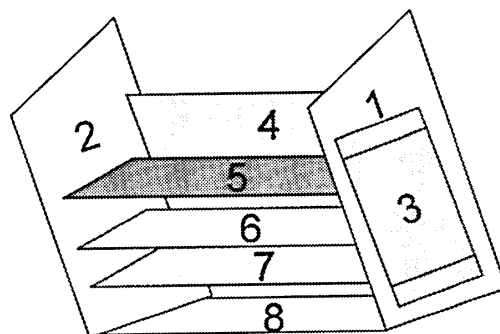
3・2 SEAモデルの構築 本機のSEAモデルの作成には、試験機があること、解析SEAに比べノウハウがいらす、構築したSEAモデルの適用下限周波数が下げられることから、実験データに基づきSEAモデルを構築した⁽⁴⁾。

本機の要素分割を図3(図中の番号は要素番号)に、各要素のサイズおよび質量を表1に示す。パネル状の部品のみを8個の構造要素とし、式(12)と(13)から実験SEAモデルを構築した。

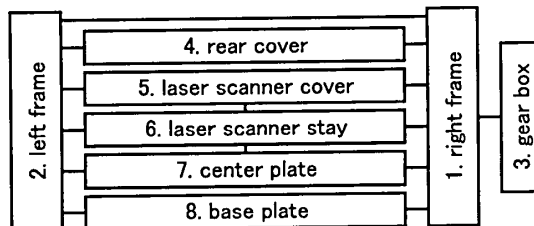
$$\eta_{ij} = \frac{E_{ji}/P_i}{\omega E_{ii}/P_i + E_{jj}/P_j} \dots \dots \dots (12)$$

Table 1 Subsystem information

Subsystem No & Name	Thickness (mm)	Area (m ²)	Weight (kg)
1 Right frame	0.8	0.038	0.24
2 Left frame	0.8	0.038	0.23
3 Gear box	0.8	0.024	0.20
4 Rear cover	0.8	0.030	0.13
5 Laser scanner cover	0.6	0.033	0.16
6 Laser scanner stay	1	0.025	0.19
7 Center plate	0.6	0.022	0.10
8 Base Plate	0.8	0.053	0.33



(a) Layout



(b) Connections

Fig. 3 Subdivision of the test printer

$$\eta_i = \frac{1 - \omega \sum_{j=1}^n (\eta_{ij} E_{ij} / P_i - \eta_{ji} E_{ji} / P_j)}{\omega E_{ii}} \dots \dots \dots (13)$$

ここで、 E_{ij} と P_j は要素 j を加振したときの要素 i の振動エネルギーと入力パワーである。計測では、インパルスハンマによる打撃点を 1 要素当たり 2 点選び、打撃点ごとに打撃力スペクトル F と打撃点近傍の加速度応答スペクトル A から入力パワー ($-\text{Im}[FA^*]/\omega$, ただし $\text{Im}[\]$ は虚数部, ω は角振動数) を求め、同時に要素当たり 6 点の加速度応答スペクトル $A_n (n=1\sim 6)$ から振動エネルギー ($m_i/2\omega^2 \cdot \sum_{n=1}^6 A_n^2/6$, ただし m_i は要素 i の質量) を求めた。なお、要素 1 と 2 の間には SEA 要素としてみなされないロータ部品があるため、要素 1 と 2 は結合しているものとみなし、他の要素間と同様に、損失率を式(12)と式(13)から評価した。

図 4 に、構築した実験 SEA モデルの検証例として要素 1 におのみ振動入力を与えた場合の要素 6 の振動エネルギーの予測結果と実測結果の比較を示す。400 Hz 以下の周波数域(図中の網掛部)では、両者の傾向は一致してはいるものの 5 dB 以上の違いが見られる。一方、500 Hz 以上では 2 dB 以内でよく一致している。他の要素においてもおおむね同様な結果が得られており、その詳細は省略する。

以上より、本対象の実験 SEA モデルは 500 Hz バンド以上で有効なモデルであると判断でき、500 Hz

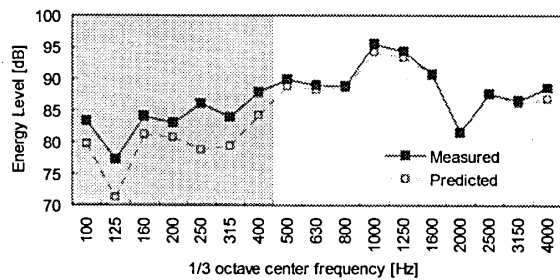


Fig. 4 Comparison of energy levels of subsystem. 6 between measured and predicted by SEA model constructed

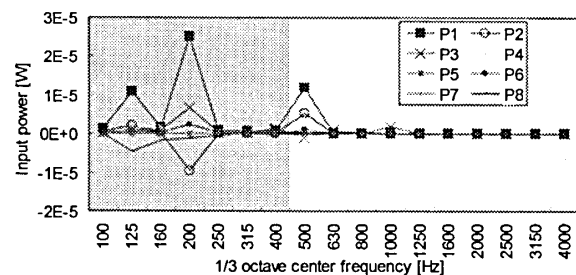


Fig. 5 Identified power input during printing

バンドの固体音を対象に本報で提案するプロセスを検証することは可能である。

3・3 印刷時の入力同定および伝搬経路の解明

3・1 節に示した手順で計測した印刷時の各要素の振動エネルギー E の計測結果と構築した SEA モデル L を用いて、式(1)より入力パワー P の同定を行った。印刷時の振動エネルギー計測は 3・2 節のモデル構築時と同じ点(6 点/要素)で、加速度計を用いて行った。

図 5 に入力パワーの同定結果の一例(図中の凡例 P_i は、要素 i への入力パワー)を示す(なお図中の網掛けした周波数域のデータは実験 SEA モデルの精度が十分ではないことを表しているが、以降、参考としてこれらのデータも表示する)。図 5 より 500 Hz バンドで要素 1 と 2 に大きな入力を確認できる。要素 1 にはメインモータが、要素 2 にはモータ駆動のローラが取り付けられており、モータの駆動周波数が 504 Hz であることから本結果の妥当性が確認できる。また図 5 には、わずかではあるもののいくつかの要素に負の入力が確認できる。これはモデル精度に起因するものと思われ、入力パワー同定時におけるモデル精度の影響については、別報にて議論する。

次に、図 6 に 500 Hz バンドのパワーフロー図 [式(3)] の結果を示すが、系外から要素 1, 2 に入力したパワーが要素間をどのように伝搬しているかが明確となっている。

3・4 変更すべき損失率の抽出 同定した入力条件下で 2・2・3 項に従い、各損失率に対する要素エネルギー感度が算出できる。機械製品の固体音低減を目指す場合には、音場エネルギー(すなわち音圧)を低減すればよい。しかし、そのために外部音場を音場要素として考慮することは、体積の見積もりが不明であること、各構造要素との間の CLF の評価が面倒であること、などさまざまな問題が生じる。

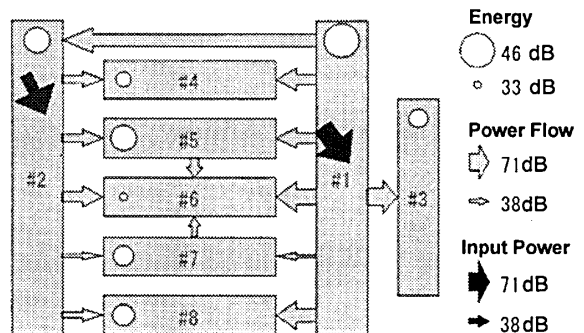


Fig. 6 Power flow at 500 Hz octave center frequency during printing

そこで本報では、構造要素 i の振動エネルギーから音圧評価点の二乗音圧への換算係数 β_i を評価し、それぞれの損失率に対する音圧評価点での二乗音圧感度を算出し、二乗音圧(音圧レベル)の低減を目指すこととした。

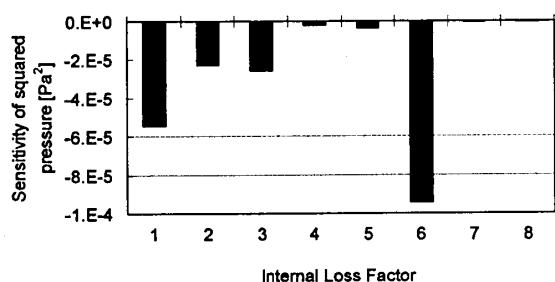
3・4・1 換算係数の評価 本対象の静止状態で構造要素 i をインパルスハンマで加振し入力パワー P_i を計測する。同時に、音圧評価点の二乗平均音圧 V_i^2 (音圧のパワースペクトル)、要素 i の振動エネルギー E_{ii} も計測する。また、構築してある実験 SEA モデルを用いて、要素 i 以外の要素の振動エネルギー E_{ji} を入力パワー P_i のもとで算出する。そして、次式より換算係数 β_i を評価する。

$$\begin{bmatrix} \beta_1 \\ \beta_2 \\ \vdots \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} E_{11} & E_{21} & \cdots \\ E_{12} & E_{22} & \cdots \\ \vdots & \vdots & \ddots \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} V_1^2 \\ V_2^2 \\ \vdots \end{bmatrix} \dots\dots\dots (14)$$

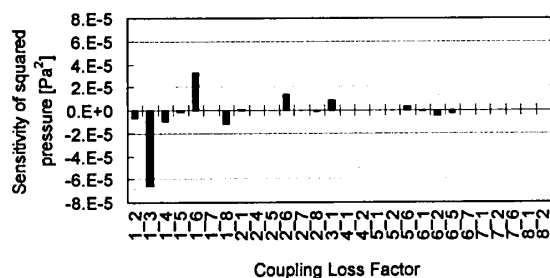
なお、音場を SEA 要素として考慮した場合にもそうであるが、本換算においても二乗音圧を用いるために位相の情報はない。

3・4・2 損失率に対する二乗音圧感度 式(9)よりそれぞれの損失率に対する要素エネルギー感度を求め、換算係数 β_i を乗じる。これにより、それぞれの損失率に対する音圧評価点における二乗音圧感度が求められる。

図7に500 Hzバンドの各損失率に対する二乗音圧



(a) Due to ILFs



(b) Due to CLFs

Fig. 7 Sensitivity of sound pressure level due to the fluctuation of loss factors at 500 Hz in 1/3 octave band during printing

感度を示す。図7(a)はILF、(b)はCLFに対する結果である。例えば図7(a)からは、最も感度が高いILFは要素6のものであり負の感度、すなわち、要素6のILFを大きくすれば音圧評価点の二乗音圧は下げられるということが読み取れる。したがって、二乗音圧(すなわち音圧レベル)を低減するためには、図7より、要素6のILFの増大、要素1から3のCLFの増大、要素1から6のCLFの低減などが効果があると予想される。

3・5 構造変更案の検討 3・4節の損失率の変更を実現する変更案を考える。ILFの増大は制振材などの付加、CLFの増減には式(11)から材質(ヤング率)、板厚、結合長さの変更などが考えられる。本研究では複数の損失率の変更策を検討したが、紙面の都合上、本報では音圧レベルの変動が大きい要素1から6のCLF(η_{16})の低減についてのみ示すこととする。

η_{16} を低減するには、式(11)より要素1のヤング率、板厚、結合長さを小さくすればよい。しかし、製品としての制約条件などにより、要素1の材質、板厚の変更は困難であった。そこで、要素1と6の結合部にスリットを設けることで、式(11)中の結合長さ L_{ij} を小さくする策を講じることにした。なお、この対策は、式(11)からわかるように、 η_{61} も小さくすることになる。しかし、 η_{61} の二乗音圧感度[図7(b)]は小さいことから、主として η_{16} だけに影響のある対策といえる。

3・6 試作による騒音低減効果の検証 図8に示すように、要素1と6の結合部の結合長さを小さくするために、8 mm長のスリットを31.5 mm長に追加加工し、音圧レベルの計測を行った(計測条件などは3・1節と同様)。音圧レベルの変更前後の比較を図9に示す。対象とした500 Hzバンドで4.1 dBの音圧レベルの低減が達成されている。そして図10には変更前後の η_{16} の計測結果の比較を示す。500 Hzバンドにおいて35%ほどまでに小さくなっていることが確認できる。また、大きな騒音ピークである1250 Hz(帯電音)、2 kHz(現像音)においても、スリットを長くしたことによりCLFが小さくなっているが、図9の音圧レベルは低減していない。これは前述のとおり、帯電音および現像音による空気音が支配的であるため、構造変更による低減が不能なためである(吸音材の付加により音圧レベルを低減できることを確認している)。

なお、スリットを長くする変更により、印刷時の要素1および2の入力パワーはそれぞれ65%ほど小さくなり、 η_{16} 以外の損失率も大小に変化した。これら

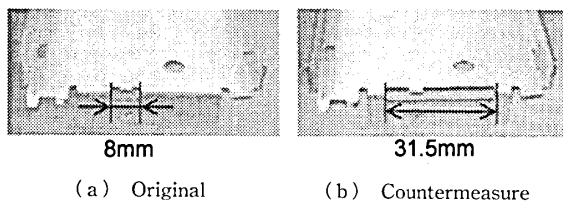


Fig. 8 Structural modification

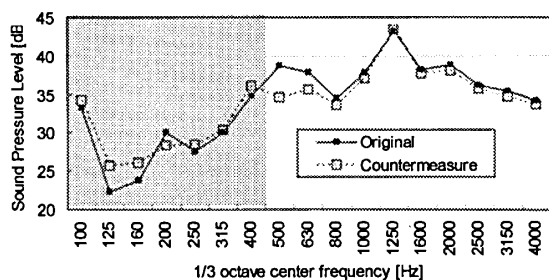


Fig. 9 Comparison of sound pressure levels with and without countermeasure

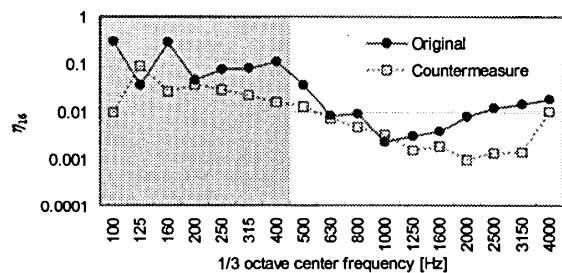


Fig. 10 Comparison of coupling loss factor from sub-systems 1 to 6 between original and countermeasure

の変化を考慮したプロセスの確立が望まれるが、特に入力パワーの変化の予測など困難である。また、4.1 dBの音圧レベル低減に対するそれぞれの変化による寄与を厳密に議論することも難しい。そこで本報では、変更前の入力パワーのもと、 η_{16} のみ変更後の値を式(2)に用いて、 η_{16} の低減による音圧レベルの変化量を式(1)より算出した。その結果、 η_{16} の低減による音圧レベルの低減は1.7 dB、要素1と2の入力パワーの低減により4.1 dB-1.7 dB=2.4 dBの音圧レベルが低減されたものと考えられる。このことから、提案プロセスを本対象に適用し考案した構造変更(η_{16} の低減)により、音圧レベルの低減が達成できたと判断できる。

なお、本報で示した対策案は最適なものではなく、最適化を達成するには、CLFを設計変数としたFEMなどの最適化構造設計法の開発が期待される。

また、本報で示した一連のプロセス遂行に費やした

時間は、実験SEAモデルの構築に2日、印刷時の入力同定および伝搬経路の解明に1日、対策すべき損失率の抽出および損失率変更のための構造設計に1日の、計4日と短時間であった。

4. 終わりに

本報では、SEAをベースとした固体音低減プロセスを提案し、実機械製品の固体音低減の達成例を基にその有効性を示した。本報で得た知見は以下のとおりである。

(1) 要素間の振動騒音伝搬経路の解明、構造変更シミュレーションに必要な対象機械の実稼働時の振動入力条件の同定など、SEAの特長を活用した、SEAをベースとした固体音低減プロセスを提案した。

(2) 損失率に関する要素エネルギー感度の算出式を新しく導出した。これにより、構造変更に効果的な損失率の抽出が容易となる。

(3) 本プロセスをレーザープリンタに適用し、印刷時の固体音をピークレベルで4.1 dB低減する対策を実現した。またその所要時間は4日程度と短いものであった。

次報以降では、本プロセスの要素技術、SEAによる入力パワー同定、摂動法による損失率の要素エネルギー感度などについて、詳細な検討を行う。

最後に、本研究の多大な計測を担当してくれた神奈川県工学部機械工学科の宇佐美哲郎君に、謝辞を表し結びとする。

文 献

- (1) Lyon, R. H. and DeJong, R. G., *Theory and Application of Statistical Energy Analysis*, 2nd ed., (1998), RH Lyon Corp.
- (2) Special Issue: Noise Reduction by Statistical Energy Analysis for Machinery and Structure, *Journal of INCE/J*, Vol. 26, No. 5 (2002), pp. 289-340.
- (3) Norton, M. P., *Fundamentals of noise and vibration analysis for engineers*, (1989), pp. 371-432, Cambridge University Press.
- (4) Yamazaki, T. et al., Application of Experimental SEA for Prediction of mid-high frequency vibration responses on SUV, *Proceedings of the Society of Automotive Engineers of Japan, Autumn Conference*, No. 108-00, (2000-10), pp. 11-14.
- (5) Simmons, C., Structure-borne sound transmission thorough plate junctions and estimates of SEA coupling loss factors using the finite element method, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 144 (1991), pp. 215-228.
- (6) Mace, B. R. and Shorter, P. J., Energy Flow Models from Finite Element Analysis, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 233 (2000), pp. 369-389.
- (7) Yamazaki, T. and Kamata, M., An Investigation of Predicting Automotive Vibration Using Statistical

- Energy Analysis, --2nd Report: SEA combined with FEM--, *Transaction of the Society of Automotive Engineers of Japan*, Vol. 32, No. 4 (2001), pp. 113-119.
- (8) Kamata, M. et al., Study on Subdivision in Statistical Energy Analysis, *Journal of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series. C*, Vol. 68, No. 665 (2002), pp. 228-234.
- (9) Nakagiri, S, Discretization model and structural synthesis, (1992), pp. 9-14, Baifuukan.
-